

XVI ERIAC
DECIMOSEXTO ENCUENTRO
REGIONAL IBEROAMERICANO DE CIGRÉ

17 al 21 de mayo de 2015



A1-19

Comité de Estudio A1 - Máquinas Eléctricas Rotativas

ESTIMACIÓN DEL ENVEJECIMIENTO DE UNA TURBINA HIDROELÉCTRICA BASADO EN VIBRACIONES

J.M. BORRAJO *
IMPSA
Argentina

J.M. CAMUS
IMPSA
Argentina

Resumen *– Conocer la vida útil de los equipos que conforman una unidad generadora resulta trascendental para definir la modernización de una central hidroeléctrica, o para especificar planes de mantenimiento que permitan disminuir su indisponibilidad. En este sentido, las condiciones de operación de la central, junto a las tareas de mantenimiento que se llevan a cabo, constituyen factores clave que determinan el envejecimiento real de los sistemas que la componen. El modo de operación resulta un aspecto muy significativo en las turbinas tipo Francis donde el rodete carece de capacidad de regulación. En ciertos puntos de trabajo, la turbina experimenta mayores niveles de excitación hidráulica que pueden influir en las vibraciones tanto del grupo rotante, como de las partes fijas del equipamiento. Por otro lado, las vibraciones están estrechamente vinculadas a las variaciones en las solicitaciones y campos tensionales de los componentes, y éstos a su vez, a las fallas y acumulación de daño por fatiga. El objetivo de este trabajo es presentar un modelo de estimación del envejecimiento de una turbina hidroeléctrica que tenga en cuenta la forma en que opera o será operada la unidad. Este modelo se basa en los niveles de vibraciones esperados que están asociados a las diferentes condiciones de operación y en el daño a fatiga que las mismas inducen. La aplicación final del modelo apunta al cálculo de horas equivalentes de operación, que resulta de utilidad para planificar estrategias de mantenimiento y renovación de equipos.*

Palabras clave: Operación – Vibración – Fatiga – Hora equivalente – Vida útil – Mantenimiento

1 INTRODUCCIÓN

Las centrales hidroeléctricas tienen una vida útil de varias décadas; su funcionamiento, inclusive, puede superar los 100 años. De esta manera, los equipos electromecánicos presentes deben diseñarse para operar de manera apropiada durante ese tiempo. Sin embargo, el modo de operación de la central, de acuerdo a las necesidades planteadas por el sistema eléctrico y los múltiples usos del aprovechamiento, y la calidad de los trabajos de mantenimiento constituyen factores clave en la vida útil de los equipos y pueden provocar la aceleración de su envejecimiento [1].

Las características inherentes de una central hidroeléctrica permiten que la gran mayoría de ellas presenten gran flexibilidad de operación, ya que pueden seguir variaciones de carga, arrancar y parar en tiempos reducidos, realizar regulación de frecuencia y generar potencia reactiva. Estas condiciones de operación de la central pueden implicar mayores esfuerzos mecánicos o solicitaciones eléctricas en los sistemas que componen la unidad generadora [2].

* Carril Rodríguez Peña 2451 Godoy Cruz C.P. 5503 - Mendoza - Argentina – juan.borrajo@impsa.com

Los componentes activos de la turbina y el generador constituyen los principales determinantes de la vida útil de la planta. El mayor número de fallas de la turbina está originado por cavitación, erosión, defectos de materiales y fatiga [3]. En el caso del generador hidroeléctrico, las principales causas de su envejecimiento son la solicitación dieléctrica en el sistema aislante, el calentamiento del arrollamiento estatórico y la fatiga de materiales [4].

Para evitar la indisponibilidad prolongada de una central hidroeléctrica, su modernización debe suceder oportunamente. De este modo, se previenen incidentes mayores que producen tiempos fuera de servicio sustanciales, y consecuentemente pérdidas económicas en términos de generación. Un sistema de monitoreo adecuado permite anticiparse a la falla de componentes críticos y ayuda a determinar la necesidad de la modernización [5].

Hasta la fecha no se conocen en la literatura internacional modelos para predecir la vejez causada por vibraciones en una turbina hidroeléctrica. El objetivo de este trabajo es presentar un modelo de estimación del envejecimiento de una turbina hidroeléctrica basado en los niveles de vibraciones asociados a la forma en que opera o será operada la unidad.

2 MODELO

2.1 Vibraciones de un grupo hidroeléctrico

El comportamiento dinámico de una máquina de una central hidroeléctrica se puede caracterizar registrando los niveles de vibraciones medidos tanto en el grupo rotante, como en las partes fijas de la unidad [6,7]. En la Tabla I se indican los puntos mínimos de medición empleados habitualmente para evaluar niveles de vibraciones.

TABLA I. SEÑALES DE VIBRACIONES USUALMENTE REGISTRADAS EN UNA TURBINA HIDROELÉCTRICA

Vibración radial del eje a nivel de los cojinetes	guía de turbina
	guía inferior del generador
	guía superior del generador
Vibración radial del soporte de los cojinetes	guía de turbina
	guía inferior del generador
	guía superior del generador
Vibración axial del eje	cojinete de empuje
Vibración axial de partes fijas	cubierta superior de turbina
	ménsula del generador
Pulso 1X (fase)	

Dependiendo básicamente del tipo de sensor y rango de frecuencia de interés, las señales pueden ser procesadas para cuantificar los niveles de vibraciones en diferentes magnitudes. En términos generales, los resultados de los registros se presentan como desplazamientos global pico a pico en el caso de las partes rotantes, y como velocidades global (expresadas en valor cuadrático medio) para las partes fijas. En las Figuras 1 y 2 se muestran un conjunto de mediciones propias realizadas en distintas centrales hidroeléctricas nuevas y modernizadas de eje vertical siguiendo el mismo procedimiento de adquisición de señales y procesamiento posterior.

Con la finalidad de poder unificar mediciones de máquinas de diferente potencia y velocidad, los valores de vibraciones se normalizan en función de la potencia nominal de la unidad y respecto a los valores admitidos por la normativa ISO aplicable [6,7].

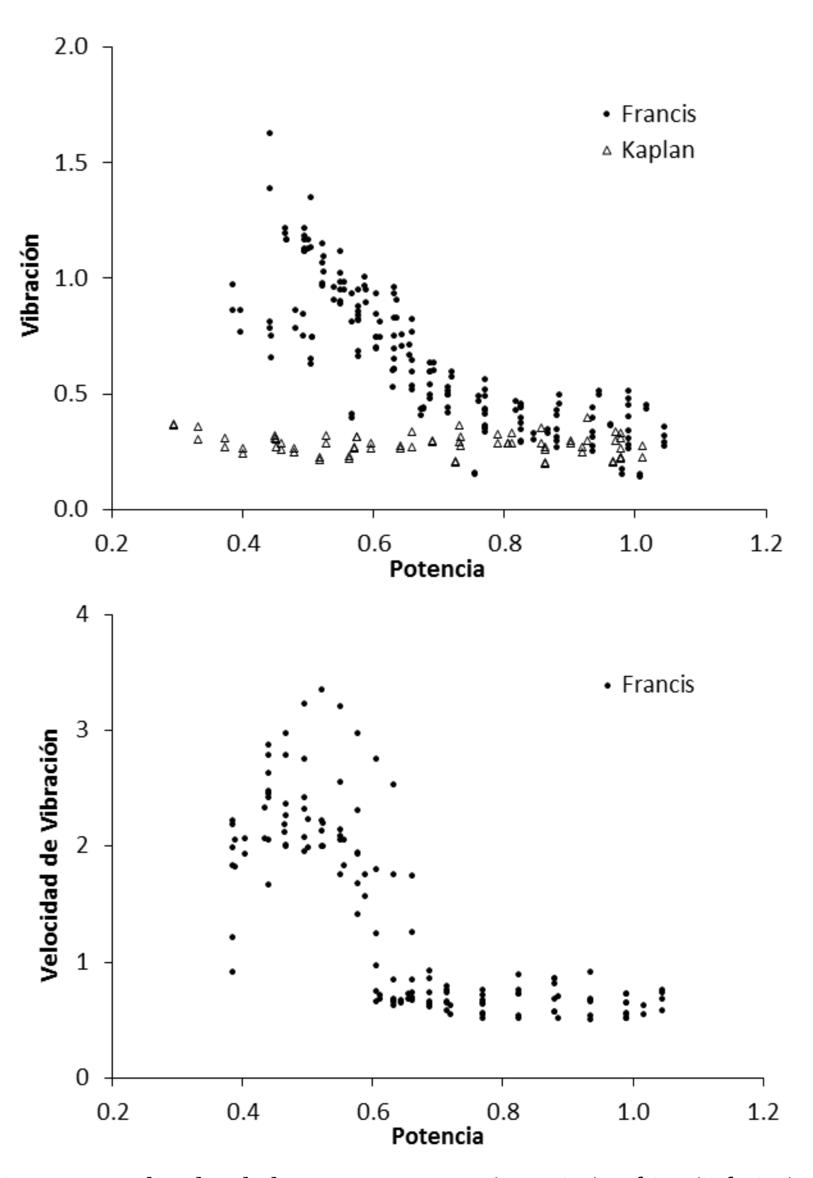


Fig. 1. Vibraciones normalizadas de las partes rotantes (superior) y fijas (inferior) de la turbina.

De las Figuras 1 y 2 se puede observar que:

- en máquinas Francis, las vibraciones de la turbina en general aumentan con la disminución de potencia,
- en máquinas Francis, los niveles máximos de vibración se ubican en el rango de 40% a 60% de la potencia,
- las turbinas Kaplan presentan niveles de vibración inferiores, además muestran ser menos sensibles a los cambios de potencia que las máquinas con turbina Francis,
- se puede inferir que las vibraciones en máquinas con turbina Kaplan se mantienen aproximadamente constantes para cualquier potencia,
- se evidencia un patrón diferente entre los dos tipos de turbinas,
- las tendencias de las vibraciones medidas en velocidad, son congruentes con las medidas en desplazamientos.

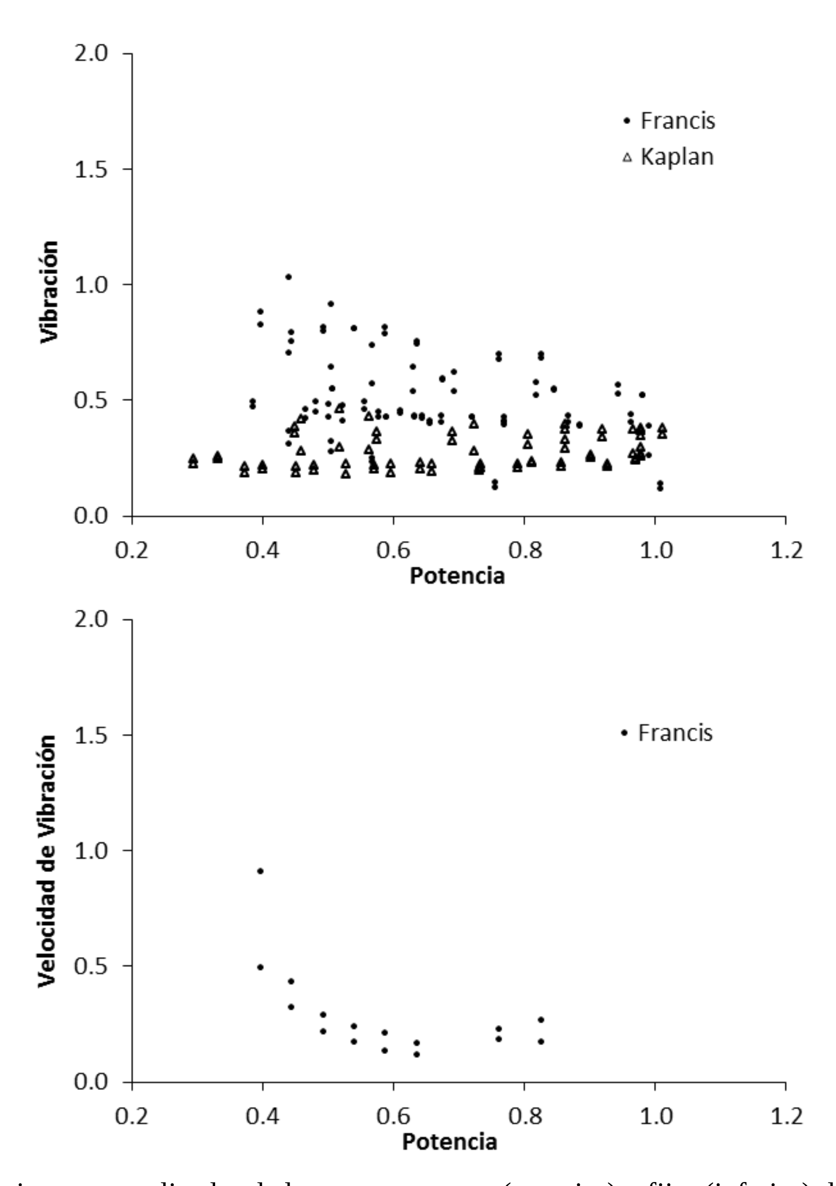


Fig. 2. Vibraciones normalizadas de las partes rotantes (superior) y fijas (inferior) del generador.

Para ambos sets de registros, desplazamientos y velocidad de vibración, la tendencia para diferentes potencias normalizadas muestra una buena correlación aproximando con una función del tipo potencial de la forma:

$$V = a \cdot Pn^b \tag{1}$$

Siendo *V* la magnitud representativa del nivel de vibración para una determinada potencia (*Pn)*, y *a* y *b* constantes que pueden ser obtenidas empíricamente a partir de los datos registrados en obra.

2.2 Daño por fatiga en el tiempo

Cualquier componente estructural que esté sometido a ciclos de cargas variables en el tiempo está sujeto a sufrir deterioro por fatiga. Cuanto más severas sean las tensiones variables originadas por los ciclos de carga o mayor sea el número de ciclos, el componente se encontrará en una situación más propensa a fallar. La probabilidad de fallar aumenta con otros fenómenos que suman sinergia al proceso, como la erosión, cavitación o la temperatura.

Para computar el daño por fatiga en estructuras formada de chapa de acero soldadas similares a las encontradas en los diferentes componentes de las unidades generadoras, está ampliamente difundido y aceptado el uso de la norma BS 7608:1993 y/o Eurocode 3:1-9 [8,9]. En estos códigos el comportamiento a fatiga está dividido de acuerdo de diferentes detalles de fabricación que en total definen una familia de curvas de fatiga S-N. Todas las curvas tienen una forma potencial y responden a la siguiente expresión:

$$S^m \cdot N = Cd \qquad (2)$$

donde S es la variación de tensión, N es el número de ciclos de carga, m y Cd son las constantes características de cada curva S-N particular. El parámetro m toma siempre el valor 3, salvo excepciones que no aplican directamente a los procesos de fabricación habitual de máquinas hidroeléctricas. Ver Figura 3.

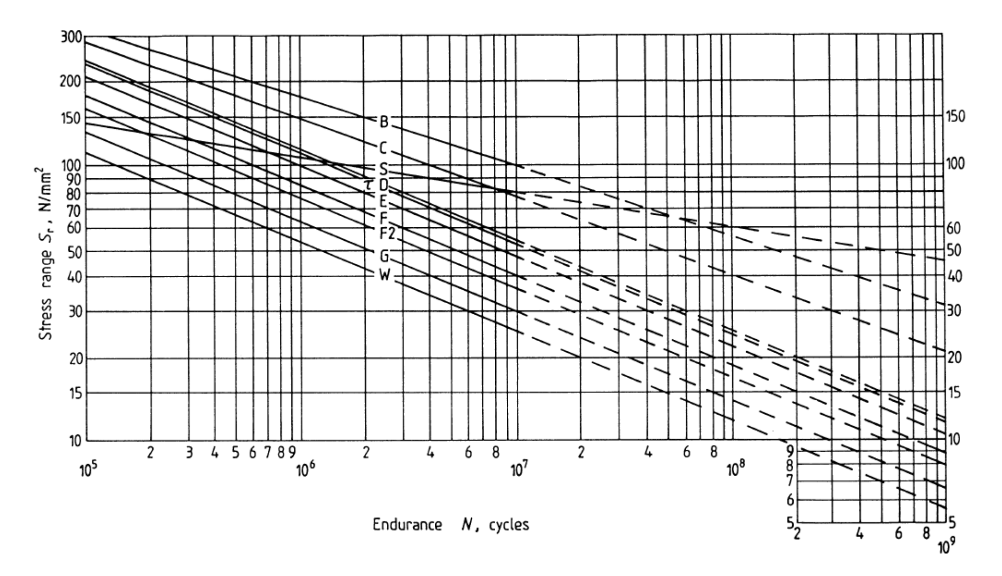


Fig. 3. Familia de curva S-N (tensión-ciclos de carga). Estraída de [8].

2.3 Factor de envejecimiento por vibraciones

Las vibraciones están estrechamente vinculadas a las variaciones en los estados tensionales del material y a su vez éstos a las fallas y acumulación de daño por fatiga. Dos rangos tensionales diferentes pueden producir el mismo daño por fatiga para números de ciclos diferentes, tal como lo muestra la curva S-N en la Figura 3.

Se define el factor de envejecimiento por vibraciones *Fav* a la razón entre el daño que producen una condición de operación de referencia (*Nref*) y el que produciría cualquier otra situación de operación diferente (N_2). Éste refleja la equivalencia de horas de operación de una condición de operación conocida y otra arbitraria.

$$Fav = \frac{N_{ref}}{N_2} \qquad (3)$$

El daño para ambas condiciones se estima a partir de los niveles de vibraciones esperados en cada una de las dos situaciones.

Las vibraciones de las partes rotantes cuantificadas en desplazamientos pico a pico son útiles para caracterizar el comportamiento vibratorio de las unidades generadoras. Sin embargo, no es posible vincular su magnitud con el daño por fatiga en forma directa, puesto que los desplazamientos medidos pueden tener una importante contribución de movimientos de cuerpo rígido. Lo contrario ocurre con los registros de vibraciones en velocidad medidos en las partes fijas de las estructuras soportes (Figuras 1 y 2), que pueden ser asociados a la energía puesta en juego en las vibraciones.

Aplicando la expresión genérica de la curva de fatiga S-N se puede relacionar dos niveles de variación de tensiones para dos estados de carga diferentes:

$$\frac{{S_2}^m}{{S_1}^m} = \frac{N_1}{N_2} \tag{4}$$

Aceptando como válida la hipótesis que las tensiones son directamente proporcionales a las velocidades de vibración (*V*) es posible obtener las horas equivalentes entre dos condiciones de operación a diferentes potencias utilizando:

$$\frac{{S_2}^m}{{S_1}^m} \propto \frac{{V_2}^m}{{V_1}^m} = \frac{N_1}{N_2} \tag{5}$$

Donde la condición 1 es la de referencia y la condición 2 la de operación a cualquier otra potencia.

Reemplazando las velocidades de vibración por la ecuación 1 en esta última expresión, se obtiene el factor de envejecimiento por vibraciones (*Fav*):

$$Fav = \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{{Pn_2}^b}{{Pn_1}^b}\right)^m \tag{6}$$

donde Pn_1 es la potencia de referencia normalizada, y Pn_2 es la potencia normalizada del punto de operación que se quiere evaluar.

La condición de referencia se fija cómo la condición en la cual una hora de operación es equivalente a una hora cronológica de envejecimiento. Este estado está asociado a la condición de operación de diseño óptima, por ejemplo para la turbina dependerá del diseño hidráulico de la máquina.

3 ANÁLISIS DE CASO

Las turbinas hidroeléctricas sufren perturbaciones de origen hidráulico que afectan a todos los componentes que están en la cadena de transferencia de energía. Estas pulsaciones de presión dependen de las condiciones de operación de la unidad y sus magnitudes varían en todo el campo de funcionamiento, de acuerdo al diseño hidráulico de la máquina. Por esta razón, se ha establecido un criterio para definir el valor de potencia de referencia asociado a la concepción de la máquina y del grado de empuntamiento de la turbina, que depende de la proximidad del punto de potencia nominal respecto al óptimo de eficiencia.

Si se consideran los datos mostrados en la Figura 1, el valor de *b* de la Ecuación 6 que se obtiene para una turbina Francis es de -1.23. Además, se toma un valor de *m* igual a 3, como es usual en los estudios de fatiga. El factor de envejecimiento nunca se asume inferior a la unidad para los casos de potencia superiores a la de referencia, como es el estado de sobrecarga.

La situación con las máquinas Kaplan es diferente. Su doble regulación, álabes del distribuidor y del rodete, hace que la máquina opere siempre muy cerca del óptimo. Por este motivo las vibraciones de las partes rotantes se mantienen constantes en todo el rango operativo (Figura 1 y 2). Si bien no se cuenta con suficientes datos registrados sobre las partes fijas, se asume que el comportamiento vibratorio de las partes rotantes será similar a aquel. Esta suposición es válida tanto para la turbina como el generador, originando en ambos casos un valor de *b* igual a cero, que implica que estas máquinas no sufren deterioro adicional asociado a vibraciones por trabajar en cualquier punto dentro del rango operativo de diseño.

Para ejemplificar lo anterior se puede considerar el caso de análisis de una turbina Francis, que por razones de despacho y estrategia de operación ha sido diseñada con el punto óptimo de eficiencia ubicado próximo a la potencia o caudal máximo. Cuando la unidad opere una hora de operación a carga parcial (a 70% de potencia) la turbina sufrirá un envejecimiento equivalente de algo más de 2 horas de operación en potencia nominal.

Otra manera de visualizar este impacto es analizar el envejecimiento por vibraciones en la vida útil de la máquina para estimar la reducción total en años que éstas pueden causar. Si la misma unidad fue proyectada para una vida útil continua prevista en 30 años cronológicos, pero opera, en este caso hipotético, con un régimen diario de 12 hs a potencia nominal, 3 hs a potencia máxima, 6 hs a 80% de carga y 3 hs a 60% de carga, el deterioro equivalente por vibraciones de 30 años de operación se cumplirán a los 22 años de vida cronológica. Esto implica que el impacto sobre el modo de operación de la máquina acelerará el

envejecimiento causado por las vibraciones en un 25% aproximadamente. Por supuesto, que este análisis simplificador no considera otros factores relevantes que pueden afectar significativamente la vida real de los equipos como la cantidad de arranques y paradas, o los eventos de rechazos de carga, variaciones bruscas de potencia y embalamientos.

4 COMENTARIOS FINALES

Es bien conocido que las vibraciones pueden generar problemas o accidentes en los equipos, y particularmente en los sistemas clave de una central hidroeléctrica. Este trabajo propone un método para asociar las vibraciones al desgaste o daño por fatiga, entendiendo que éste es el principal efecto que ellas producen. Correlaciones de este tipo en aplicaciones de máquinas hidráulicas no se encuentran disponibles en la literatura.

La metodología propuesta tiene una base empírica para relacionar la potencia generada con los niveles de vibraciones, lo cual permitió identificar un comportamiento exponencial entre ambas variables y las constantes de dicha ecuación que mejor ajustan a la base de datos actual. Por otro lado, en base a expresiones de normativas internacional sobre análisis de fatiga se relacionó las fluctuaciones de tensiones con la vida del equipamiento. A partir de ambos conceptos se definió el factor de envejecimiento por vibraciones, y una expresión simple que relaciona el impacto en el envejecimiento de una condición de generación diferente a la óptima empleada como referencia.

Si bien el número de datos de vibraciones relevados es significativo, la posibilidad de aumentar la base de datos disponible a partir nuevos ensayos en prototipo permitirá mejorar las estimaciones ya que el modelo es identificado experimentalmente. Inclusive, esta situación puede dar lugar a caracterizar subgrupos dentro de un mismo tipo de máquina.

El modelo planteado en este trabajo está implementado dentro de una rutina de cálculo de un sistema mayor, que permite cuantificar la confiabilidad y vida remanente de todos los equipos críticos de una central hidroeléctrica. Este sistema es una herramienta desarrollada y utilizada por la compañía para evaluar la disponibilidad de una central hidroeléctrica y analizar el riesgo asociado a un nuevo proyecto [1,5].

Los resultados arrojado de la aplicación del modelo han sido contrastado con unidades generadores en operación próximas a llegar a su vida útil con resultados muy satisfactorios, sin embrago la forma de operación muchas veces no queda registrada y debe ser estimada. La etapa de validación está en fase de proceso y debe continuarse con un número mayor de casos de estudio reales. Finalmente, otros aspectos que se podrían considerar en la caracterización del modelo son los huelgos y configuración de cojinetes, y la velocidad de giro.

5 REFERENCIAS

[1] E. Guerra, “Upgrading hydro power plants: the private investor perspective”, *Hydropower & Dams*, vol. 4, 2000.

[2] C Rupp, M Marketz, C Sumereder, “Condition evaluation of rotating electrical machines in practice”, en *14th International Seminar on Hydropower Plants*, Vienna University of Technology, Nov. 2006.

[3] U. Dorji and R. Ghomashchi, “Hydro turbine failure mechanisms: an overview”, *Engineering Failure Analysis*, vol. 44, pp. 136-147, Mayo 2014.

[4] CIGRE Study Committee SC11, EG11.02, “Hydrogenerator failures - Results of the survey“, 2003.

[5] E. Guerra, “Conceptos sobre modernización de centrales hidroeléctricas”, en *VIII ERLAC*, Ciudad del Este, Feb. 1999.

[6] ISO 7919-5: “Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on rotating shafts - Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants”, Abr. 2005.

[7] ISO 10816-5: “Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts - Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants”, Abr. 2000.

[8] BSI British Standard Institution, BS 7608:1993 “Code of practice for fatigue design and assessment of steel structures”, 1993.

[9] CEN European Committee for Standardization, EN 1993-1-9:2005 Eurcode 3: “Design of steel structure - Part 1-9: Fatigue”, 2005.